№ 7. Warszawa, 25 lipca 1935 r. Rok XIII

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

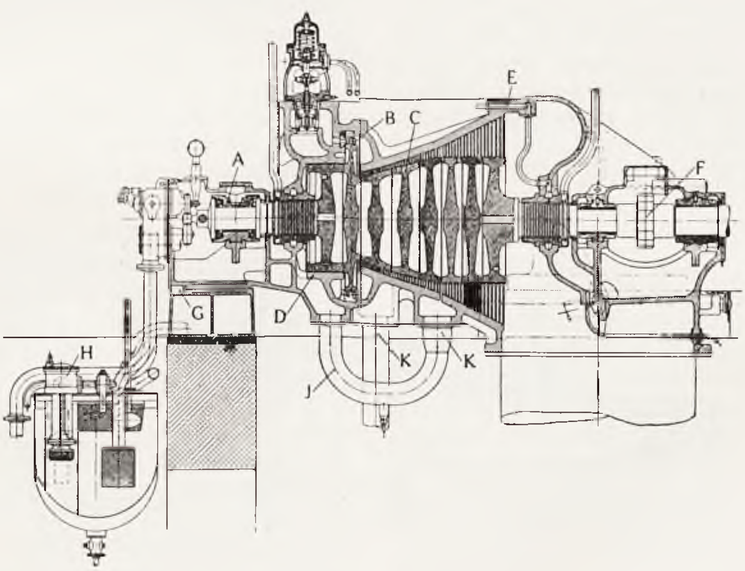
REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

POSTĘPY W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH.

(Por. *Technika Cieplna*, 1935, str. 96)

Typ reakcyjny turbin w połączeniu ze stopniem regulacyjnym buduje fabryka *Brown-Boveri*, która przeprowadziła bardzo umiejętną typizację turbin kondensacyjnych. Stopień regulacyjny, za którym rozpoczyna się bezpośrednio część reakcyjna, tworzy przy mniejszej ilości pary przepływającej oraz przy większej jej ilości i bardzo wysokiem ciśnieniu dolotowem dwuwieńcowe koło Curtisa, natomiast przy dużym przełyku pary jednowieńcowe koło akcyjne. Część reakcyjna znajduje się w jednostkach o mocy aż do 3000 *kW* na bębnie[9]), przyczem silniki o mocy 300 do 1000 *kW* pracują przeważnie z $n = 4500$ do 5500 *obr/min* i z przekładnią zębatą, a silniki o mocy 1000 do 3000 *kW* są bezpośrednio sprzężone z prądnicą przy $n = 3000$ *obr/min.* Typ szybkobieżny o mocy aż do około 2000 *kW* jest także wykonywany jako t. zw. turblok[10]). Wówczas kadłub turbiny spoczywa bezpośrednio na dwóch skraplaczach, a prądnica i pompy kondensacyjne są napędzane zapomocą przekładni zębatej. Całość turbozespołu znajduje się ponad podłogą hali maszynowej, przez co zmniejszają się poważnie koszty fundamentów; — również koszty montażowe są mniejsze.



Rys. 18

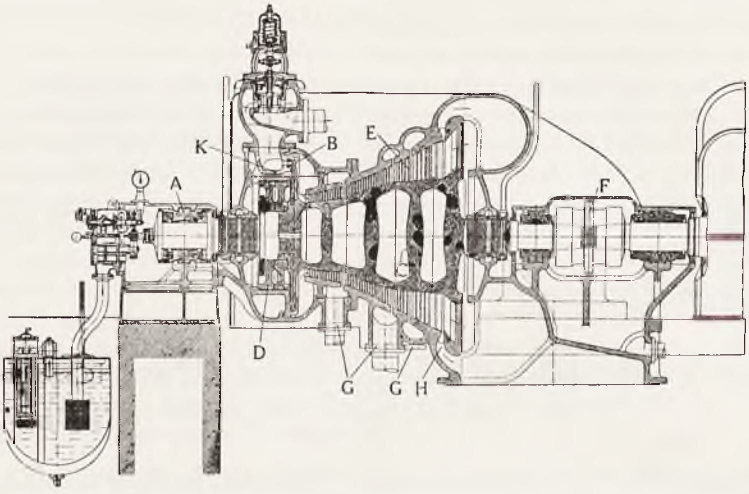
Przy większej mocy od 3000 *kW*, *Brown-Boveri* umieszcza łopatki reakcyjne jednokadłubowych turbin na pełnych tarczach wirnikowych z rozszerzonemi wieńcami. Tarcze są na obwodzie ze sobą spawane. Celem

[9]) Patrz *Chrzanowski* „Technika Cieplna", r. 1928 str. 125.

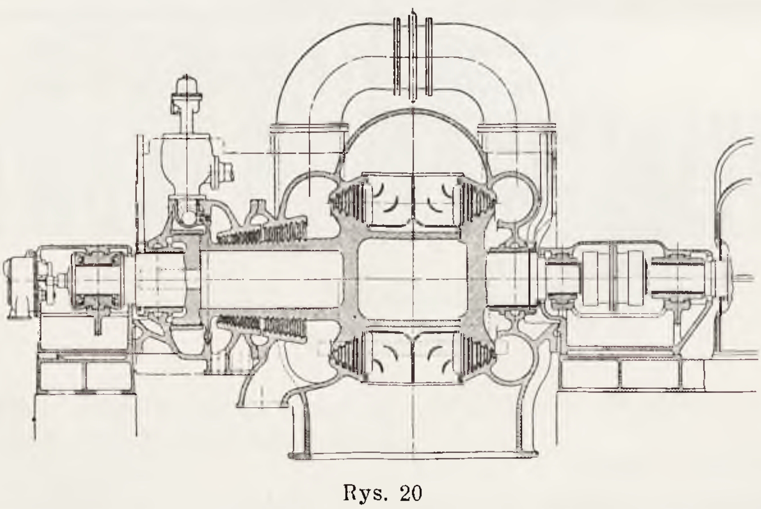
[10]) Patrz *Chrzanowski* „Przegląd Techniczny", r. 1932, str. 350.

usunięcia ewentualnych naprężeń w szwach spawania wirnik zostaje wyżarzony przed włożeniem łopatek, a następnie celem sprawdzenia jego wytrzymałości—wirowany z liczbą obrotów o 40 % większą od normalnej. Konstrukcja opisana usuwa niewątpliwie duże naprężenie, jakie posiadają tarcze z otworem w piaście. Typ uwidoczniony na rys. 18, przeznaczony jest dla mocy 3000 do 10000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min.* Budowa dysz i koła Curtisa nie jest zmieniona względem dawniej używanej przez *B. B. C.* Pobieranie pary w dwóch miejscach *K* do podgrzewania wody zasilającej kotły, stosowane ze względu na polepszenie sprawności całej siłowni, zmniejsza wilgotność pary w części niskoprężnej; — ten sam skutek wywiera również para o wysokiej temperaturze, która przedostała się przez uszczelnienia tłoka odciążającego *D* i przepływa rurą *J.* Turbozespół posiada sprzęgło stałe *F*, umieszczone pomiędzy dwoma łożami.

Przy mocy 10.000 do 20.000 *kW Brown-Boveri* używa typu nieco zmienionego, mianowicie według rys. 19. Dysze *B*, wykonane przy bardzo wysokich ciśnieniach i temperaturach z jednej części[11]), są wstawione w skrzynkę *K*, a zawory regulacyjne znajdują się w skrzynkach, przyśrubowanych do kadłuba. W porównaniu z konstrukcją rys. 18 otrzymuje się tutaj większą liczbę połączeń kołnierzowych przy wysokiem ciśnieniu pary. Stopień regulacyjny wykonywa się jako koło jednowieńcowe lub Curtisa, zależnie od stanu pary dolotowej, a turbozespół posiada sprzęgło elastyczne *F*. Pobieranie pary do podgrzewania wody zasilającej kotły znajduje się w trzech miejscach *G.* Oprócz tego zastosowano przed ostatnim stopniem ciśnienia odprowadzanie wody kanałem *H* wprost do rury wylotowej. Z odpływem tym są oczywiście połączone pewne straty pary. Są one jednak w zupełności zrównoważone zmniejszeniem straty wylotowej, a dzięki lepszej sprawności ostatniego stopnia cała turbina pracuje ekonomiczniej;— oprócz tego łopatki ostatniego stopnia podlegają mniejszemu zniszczeniu przez erozję.



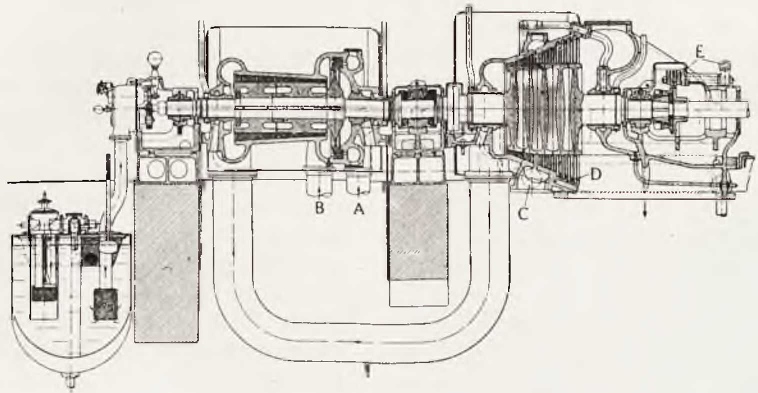
Rys. 19



Rys. 20

[11]) Patrz *Chrzanowski* „Technika Cieplna“, r. 1934 str. 190.

Nie ulega wątpliwości, że przy obecnym stanie budowy turbin parowych można wykonać jednokadłubowy typ kondensacyjny, niezawodny w ruchu, pracujący ekonomicznie przy ciśnieniu do 30 *atn* i temperaturze do 400°C o mocy do 20.000 *kW*, a może nawet do 25.000 *kW*. Zależnie od stanów pary można osiągnąć przy dużej mocy sprawność wynoszącą 78 % do 84 % odnośnie do sprzęgła turbiny z prądnicą. Z tego wynika, że *jednokadłubowa turbina kondensacyjna dla warunków wyżej podanych jest najekonomiczniejszą* ze względu na mniejsze koszty inwestycyjne zastrzeżenie może wywołać umieszczanie w jednokadłubowej turbinie podziału strumienia pary w części niskoprężnej. Skomplikowana budowa kadłuba może nasunąć jeszcze większe wątpliwości niż niskoprężny cylinder trójkadłubowej turbiny według rys. 17, bo tutaj dopływa do kadłuba para o bardzo wysokiej temperaturze. W porównaniu z konstrukcjami, przedstawionemi na rys. 18 i rys. 19, odznaczającemi się prostotą budowy i korzystnym przepływem pary, przepływ pary w budowie według rys. 20 nie jest tak korzystny. Wprawdzie para, przepływająca z części średnio — do niskoprężnej, może być dobrze odwodniona, lecz jest ona następnie w części niskoprężnej chłodzona na dość dużym obwodzie parą wylotową, a pierwsze łopatki o dwukierunkowym przepływie są dość krótkie.



Rys. 21

niż turbin wielokadłubowych. Celem zwiększenia sprawności całej instalacji silnikowej turbina powinna być oczywiście wyposażona w dwa do trzech odbiorów pary do podgrzewania wody zasilającej kotły.

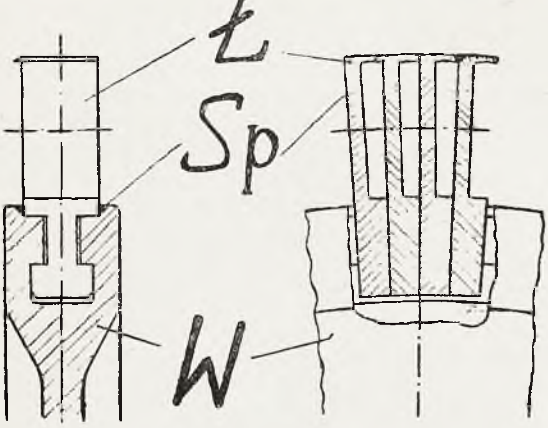
Dążność do zmniejszenia kosztów inwestycyjnych skłoniła firmę *Brown-Boveri* do opracowania w ostatnim roku turbiny jednokadłubowej o mocy 25.000 do 35.000 *kW* przy $n = 3.000$ *obr/min* (rys. 20). Wytwórca twierdzi, że silnik ten posiada przy $p_1 = 20$ *atn* i $t_1 = 400°C$ bardzo wysoką sprawność, a może być stosowany także przy $p_1 < 45$ *atn* i $t_1 = 450°C$. Wówczas jednak sprawność oraz moc jego przy danej ilości pary są o 3 % do 5 % mniejsze niż silnika kilkokadłubowego. W turbinie powyższej znajduje się przed kołem regulacyjnem Curtisa skrzynka z dyszami konstrukcji podobnej do przedstawionej na rys. 19. Reakcyjna część średnioprężna natomiast znajduje się na bębnie, a w niskoprężnej, również reakcyjnej części, umieszczonej na tarczach, strumień parowy dzieli się ze względu na wielką objętość pary, na dwie połowy o przeciwkierunkowym przepływie. Poszczególne części wirnika są ze sobą połączone zapomocą spawania.

Bezwątpienia można przy dużej ilości pary przepływającej stosować w części średnioprężnej duże średnice wieńców łopatkowych przy dostatecznie długich łopatkach i dzięki temu osiągnąć dobrą sprawność przy niezbyt dużej liczbie stopni ciśnienia. Natomiast pewne

Oczywiście w naszych warunkach zapotrzebowanie turbin parowych o mocy powyżej 20.000 *kW* jest prawie nieaktualne, czyli że dla nas wystarczą jednokadłubowe turbiny kondensacyjne nowoczesnej budowy o jednokierunkowym przepływie pary, jeżeli ciśnienie kotłowe jest odpowiednie.

Wszystkie jednokadłubowe kondensacyjne turbiny parowe firmy *Brown-Boveri* posiadają wały sztywne i tłoki odciążające. Natomiast wytwórnia ta unika zasadniczo tłoków odciążających w wielokadłubowych jednostkach, które dzięki zastosowaniu większej Σu^2 posiadają lepszą sprawność od jednokadłubowych. Stąd wynika budowa typów, mianowicie dwukadłubowy (rys. 21) o przeciwkierunkowym przepływie pary przez kadłuby o mocy 10.000 do 20.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min.* Skrzynki z zaworami regulacyjnemi są ustawione obok cylindra wysokoprężnego. Aż do około 75 % największej mocy zasilany jest stopień regulacyjny przewodami *A*, a przy większem obciążeniu para świeża płynie z zaworów regulacyjnych bezpośrednio do części reakcyjnej przewodami *B*. Dzięki temu uzyskuje się prawie zupełne wyważenie nacisku osiowego cylindra wysoko- i niskoprężnego przy różnych obciążeniach silnika. Ponieważ

przy większej mocy od około 20.000 *kW* konieczny jest podział strumienia pary w części niskoprężnej na dwie części, przeto *Brown*-



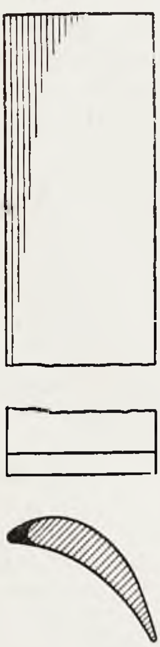
Rys. 22

Boveri, nie chcąc używać tłoka odciążającego w cylindrze wysokoprężnym, jest zmuszony stosować trójkadłubową turbinę [12]), której budowa nie uległa w ostatnich latach zasadniczym zmianom. Ostatnio wymieniony typ kondensacyjny został już wykonany z powodzeniem dla ciśnienia 120 *atn* i 480°C.

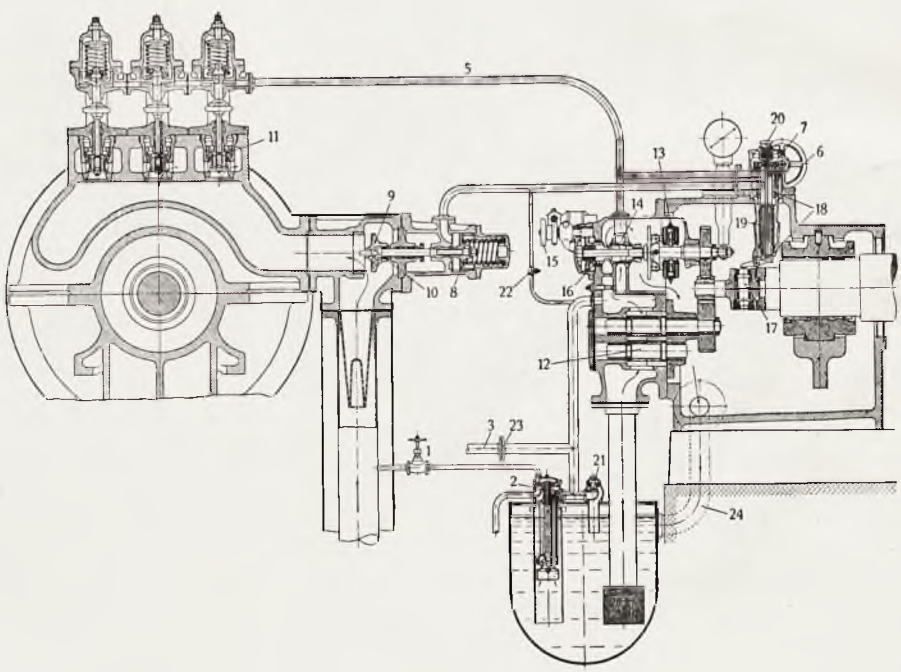
wem zasilaniem. Okazało się jednak, że nawet łopatka normalnej konstrukcji daje w ruchu turbiny dobre wyniki, jeżeli szyjka jest dostatecznie długa (rys. 22), a poszczególne łopatki *Ł* są przypawane w miejscach S_p do wirnika *W* oraz na obwodzie połączone w segmenty z kilku łopatek również spawaniem. Oczywiście nie można w obliczeniu wytrzymałościowem przekraczać *trwałej* granicy wytrzymałości, tylko trzeba dopuszczać naprężenia o najmniej 30 % mniejsze.

Celem zwiększenia odporności łopatek na erozję w części niskoprężnej *Brown-Boveri* hartuje ich krawędzie wlotowe (na rys. 23 materjał hartowany czarno zaznaczony). Hartowanie jest przeprowadzone w ten sposób, że obejmuje w pobliżu zewnętrznego obwodu szerszą powierzchnię, a nie obejmuje rdzenia łopatki.

Wytwórnia *Brown - Boveri*, należąca do przodujących w dziedzinie regulacji turbin parowych, wprowadziła w ostatnich latach na tem polu bardzo poważne ulepszenia. Cechą charakterystyczną regulacji, używanej przez firmę *Brown-Boveri* od roku 1905, jest niestosowanie mechanizmów, a zastąpienie ich działaniem na jedną stronę tłoków serwomotorów oleju o zmiennem ciśnieniu, natomiast



Rys. 23



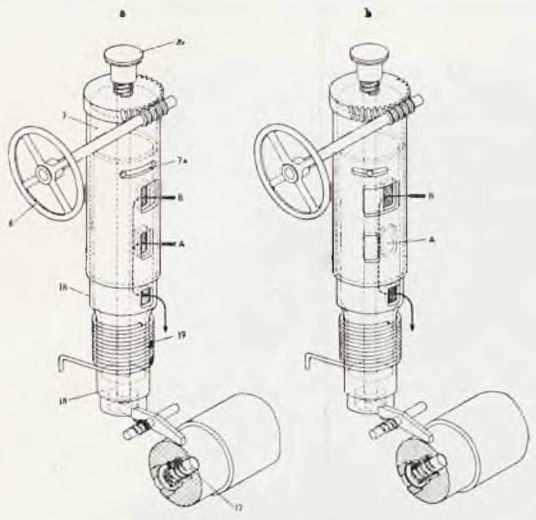
Rys. 24

Przy tak wysokim stanie pary dolotowej trzeba zwrócić szczególną uwagę na prawidłowe wykonanie łopatek pierwszego i ostatnich wirników. W pierwszym wirniku mogą zachodzić pękania łopatek w szyjce ich stopy, spowodowane drganiami, wywołanemi częścio-

na drugą stronę — siły sprężyn. Dzięki temu regulacja ta, wypróbowana w praktyce, odznacza się dużą prostotą. Niektórzy wyrażają jedynie pewne zastrzeżenia w stosunku do niezawodności działania sprężyn, zaś inni, że regulacja bezmechanizmowa nie jest wskazana ze względu na wadliwe jej działanie w razie zapłonu oleju. Wątpliwości tych nie podzielam. Ostatnie ulepszenia polegają na

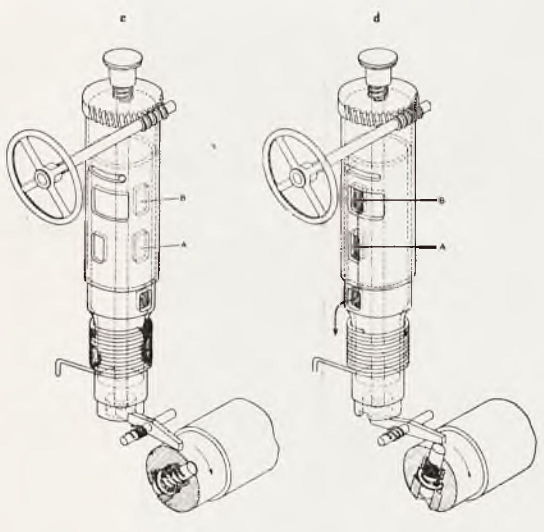
[12]) Patrz *Chrzanowski* — „Technika Cieplna“, r. 1928, str. 188 i „Przegląd Techniczny“, r. 1932, str. 304.

wprowadzeniu, nawet w typach o mniejszej mocy, otwierania i zamykania głównego zaworu odcinającego dopływ pary świeżej do turbiny zapomocą oleju pod ciśnieniem, dzięki czemu obsługa turbiny upraszcza się znacznie.



Rys. 25 a i b

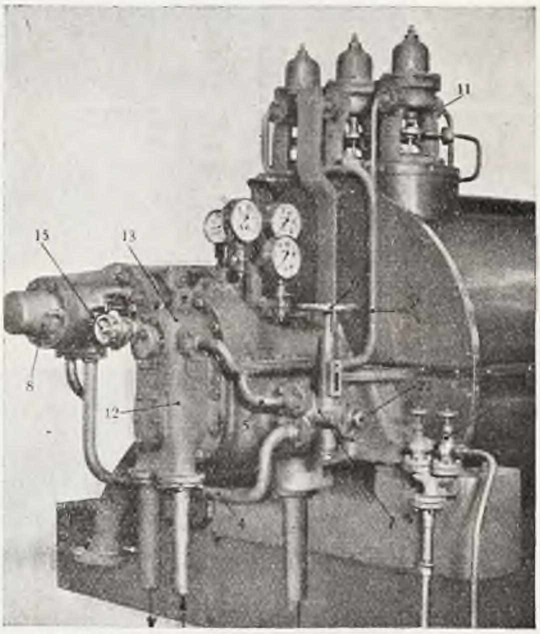
Całość tej nowej regulacji widzimy na rys. 24. W czasie uruchamiania turbozespołu dostarcza oleju pod ciśnieniem pompa turbinowa *2*, do której doprowadza się parę przez zawór *1*, a w czasie normalnego ruchu —



Rys. 25 c i d

główna pompa *12*, składająca się z pary kół zębatych. Najpierw część oleju odpływa rurką *3* do łożysk, a reszta dzieli się na dwie oddzielne części. Jedna płynie przez zawór *22* przewodem *4* pod tłok *8*, uruchamiający główny zawór odcinający *9*, a równocześnie może w niektórych położeniach suwaka 7 względem wewnętrznego suwaka *18* odpływać szczelinami *A* (patrz rys. 25a). Jeżeli zapomocą kółka ręcznego *6* okręcimy zewnętrzny suwak *7* o około 45°, to odpływ oleju wspomnianemi szczelinami *A* jest uniemożliwiony (patrz rys. 25b). Skutkiem tego olej pod ciśnieniem dopływa pod tłok *8*, który otwiera najpierw mały zawór *10*, a następnie po uzyskaniu odciążenia, więc bez dużych oporów, zawór główny *9*.

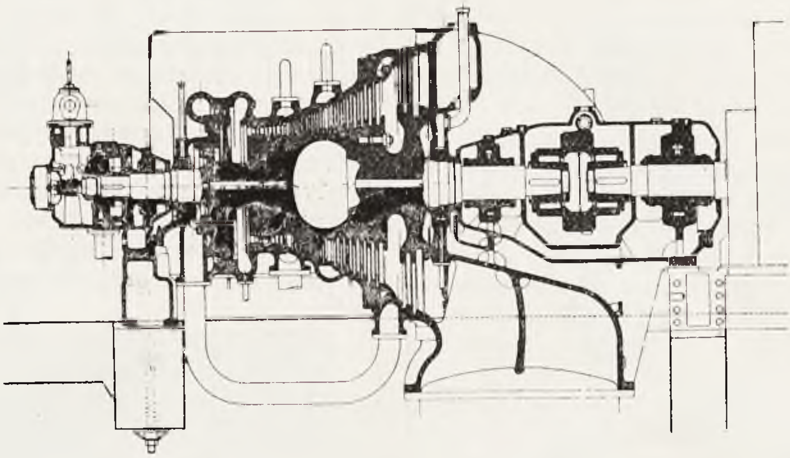
Drugi strumień oleju płynie przez szczeliny regulacyjne *14*, których wielkość, jak w dawnych konstrukcjach firmy *Brown-Boveri*, nastawia regulator odśrodkowy *13*, przewodem *5* pod tłoki serwomotorów, uruchamiających zawory regulacyjne *11*. Nastąpi to jednak dopiero wówczas, gdy uniemożliwimy odpływ oleju z rurki *5* górnemi szczelinami *B* suwaka sterującego 7 przez okręcenie go kółkiem *6* o dalsze 45° (patrz rys 25c). Przy zatrzymywaniu turbiny okręcamy suwak *7* kółkiem *6* w kierunku przeciwnym, skutkiem czego olej odpływa najpierw z pod tłoków serwomotorów regulacyjnych, a następnie z pod tłoka *8*.



Rys. 26

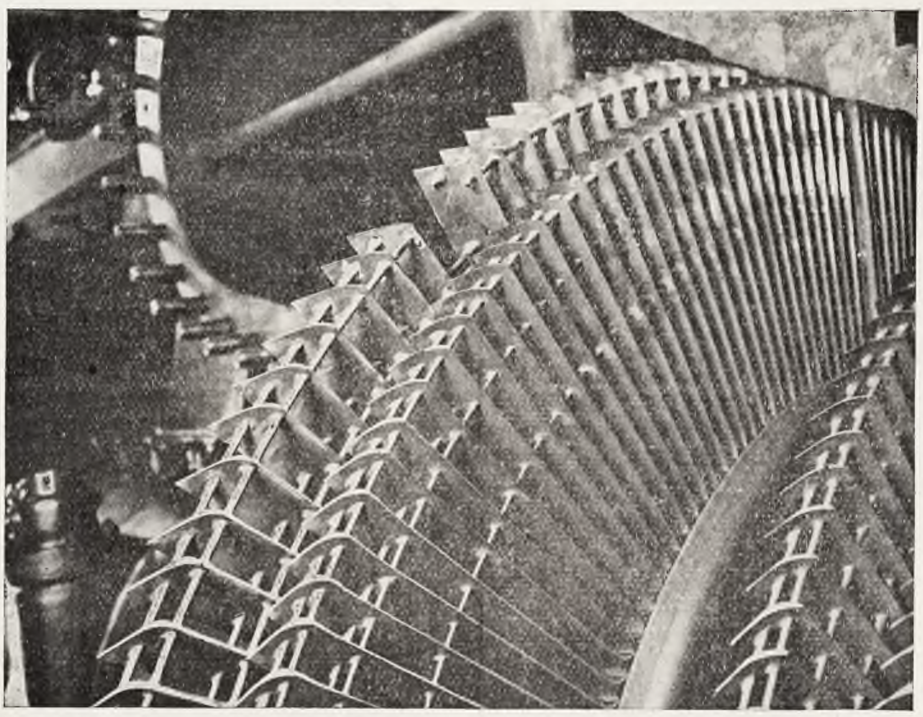
W razie przekroczenia normalnej liczby obrotów o około 10 % regulator bezpieczeństwa *17* wyłącza dźwignię z wpustki w trzonie wewnętrznego suwaka *18* (patrz także rys. 25 *a* i *d*). Ostatni zostaje wówczas okręcony siłą sprężyny w tym samym kierunku, w którym okręca się przy uruchamianiu turbiny zewnętrzny suwak *7*. Kąt obrotu jest ograniczony widocznym na rysunku sworzniem, przez co uzyskuje się, że szczeliny suwaka wewnętrznego stoją nad takowemi zewnętrznego. Wówczas olej odpływa z rurek *4* i *5*, a zawory regulacyjne i główny zawór odcinający zostają zamknięte sprężynami. Raptowne zatrzymanie turbiny można też uzyskać przez naciśnięcie na guzik *20*. Zewnętrzny widok tej regulacji (rys. 26) odznacza się wyjątkową prostotą.

Sp. Akc. *Siemens-Schuckert* nie zmieniła dawniej stosowanego typu turbiny kondensacyjnej. Składa się on z koła Curtisa i wielostopniowej części reakcyjnej, a posiada wał sztywny. W dwukadłubowej turbinie cylinder wysokoprężny jest wyposażony w tłok odciążający, skutkiem czego można typ ten wykonywać przy dwukierunkowym przepływie pary w cylindrze niskoprężnym także dla bardzo dużej mocy [13]).



Rys. 27

stopni reakcyjnych. Używanie średnioprężnej części akcyjnej ma na celu zwiększenie niezawodności ruchu przez możność stosowania większych szczelin przy wysokiej temperaturze pary oraz skrócenie turbiny przy zachowaniu dobrej sprawności, a w niektórych wypadkach osiągnięcie dostatecznej długości łopatek reakcyjnych. Przy liczbie obrotów $n = 3000$ *obr/min* wał jest sztywny, a w typach pracujących z przekładniami zębatemi—



Rys. 28

Parowa turbina kondensacyjna firmy *Pierwsza Berneńska Fabryka (E. B.)* posiada koło regulacyjne, jedno- lub dwuwieńcowe, kilka stopni akcyjnych i kilka lub kilkanaście gibki. Cechą charakterystyczną budowy wirnika jest wytaczanie poszczególnych tarczy z wału oraz łączenie na śruby części wysokoprężnej wału z częścią niskoprężną.

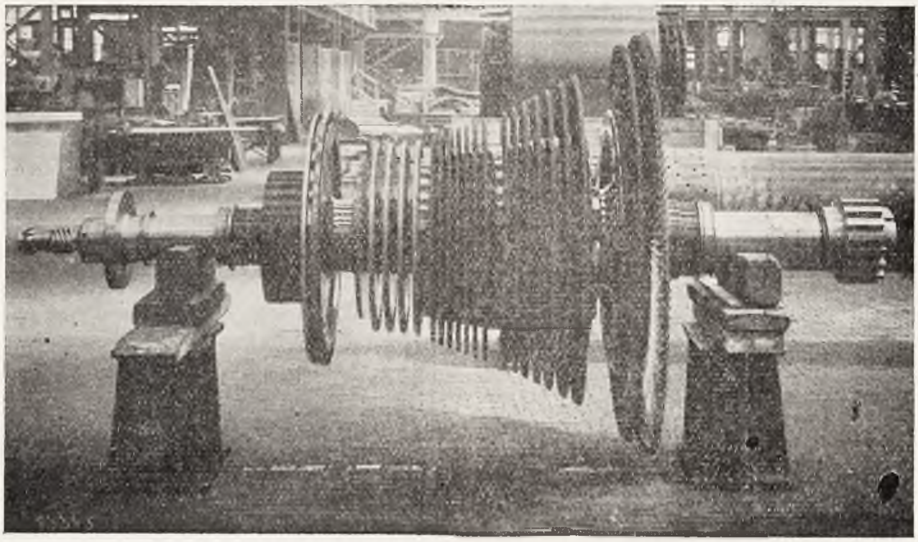
Firma *E. B.* dąży obecnie również do wytwarzania możliwie największej mocy w jednokadłubowej turbinie kondensacyjnej przy

---

[13]) Patrz *Chrzanowski* — „Przegląd Techniczny" r. 1932, str. 304.

uzyskaniu możliwie wysokiej sprawności. Z ostatniej przyczyny unika się dzielenia strumienia pary w części niskoprężnej turbiny jednokadłubowej.

Rys. 27 przedstawia typ jednokadłubowy o mocy największej 20.000 *kW* (moc najekonomiczniejsza 16.000 *kW*) przy $p_1 = 28$ *atn*, $t_1 = 400^0$C, woda chłodząca 27°C, $n = 3000$ *obr/min*. Turbozespół powyższy został ustawiony w Elektrowni w Zagrzebiu, a jego budowa posiada dwie ciekawe rzeczy. Pierwsza dotyczy połączenia bębna z wałem niskoprężnym, na którego końcu znajdują się dwie silne tarcze. Śruby łączące przechodzą tylko przez mniejszą tarczę, skutkiem czego większa nie posiada żadnych otworów osłabiających jej wytrzymałość. Odstęp pomiędzy tarczami został wyzyskany do wydatnego odwodnienia pary, a przed kierownicę przedostatnią wprowadza się parę przegrzaną, która przeszła przez tłok odciążający, skutkiem czego wilgotność pary zmniejsza się także w ostatnich stopniach ciśnienia. Ze względu na ułatwienie odpływu wody łopatki części reakcyjnej nie są usztywnione bandażem, tylko drutami. Pomimo bardzo dużej prędkości obwodowej, wynoszącej na zewnętrznym obwodzie łopatek 300 *m/sec*, uszkodzenie łopatek, wykonanych ze stali *A K R*, po półrocznej pracy przy wilgotności pary 8% do 10% jest nieznaczne, jak wynika z rys. 28. Zewnętrzny widok całego wirnika przedstawia rys. 29. *d. c. n.*



Rys. 29

B. JASIONOWSKI, *Inż.*

UWAGI O BUDOWIE KOTŁÓW PAROSTATKOWYCH TYPU THOMAS-LAURENS.

(Por. *Technika Cieplna*, 1935, str. 101)

III. Komora ogniowa, jej połączenia i kształty.

W komorze ogniowej, której szwy są nitowe, pękanie zagiętych krawędzi blach daje się widzieć bardzo często.

Przodujące pod tym względem miejsce zajmuje krawędź tylnej ściany komory na połączeniu jej ze stropem, dokąd po wyjściu z płomienicy zmierza płomień. Drugie z kolei miejsce zajmuje krawędź tylnej ściany sitowej u stropu, dokąd płomień zawraca, i w końcu krawędzie bocznych ścian komory u góry, o które płomień w swej drodze powrotnej ociera się tylko.

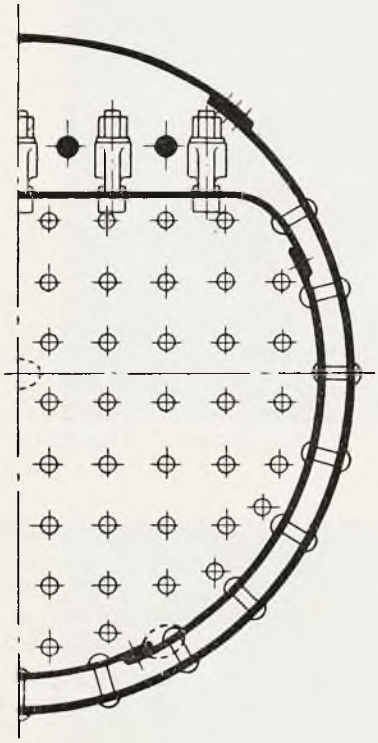
Pomimo, że szwy bocznych ścian najmniej podlegają uszkodzeniom, to jednak przez łączenie blach tuż pod stropem (rys. 21), lub, co gorsze, na samym stropie, (rys. 22) stwarza się zupełnie niepotrzebnie jeszcze jedna możliwość przegrzewania blach i ich uszkodzeń, czego można uniknąć, umieszczając szew nitowy niżej.

Jest rzeczą jasną, że skupienie na szwach materjału i nagromadzenie na nim osadu jest

najważniejszą przyczyną pękań krawędzi ścian komory.

Skoro więc połączenie nitowe narażone jest na działanie ognia i nieuchronne uszkodzenia, to powinno być i w tym wypadku zastąpione spawaniem poszczególnych części komory ogniowej.

Że trwałość takiego połączenia jest większą, dowodzi tego stan komór wykonanych przed laty. Osobiście nie miałem dotychczas sposobności do zanotowania chociaż



Rys. 21

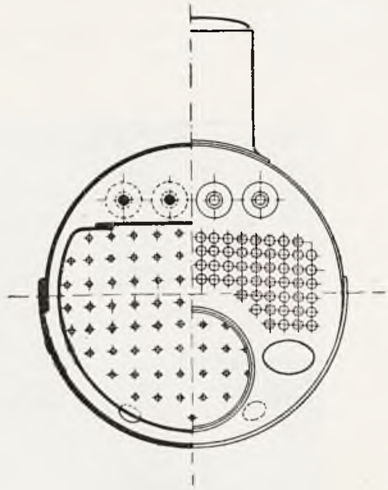
by jednego wypadku, któryby świadczył na niekorzyść spawania szwów w komorze, gdy, przeciwnie, nie mogę tego powiedzieć o szwach nitowych, których nietrwałość jest zjawiskiem pospolitem.

Licząc się z faktami już osiągniętych wyników, można mieć nadzieję, że sprawa łączenia blach zapomocą spawania, czy to płomienicy z komorą ogniową, czy też poszczególnych części samej komory, coraz mniej będzie miała przeciwników u nas.

Przechodząc do kształtów poszczególnych części komory, rozpatrzmy:

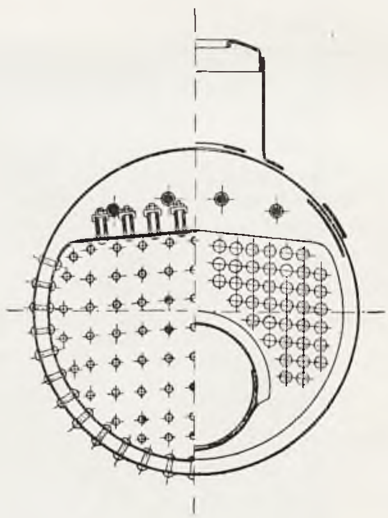
A) Strop komory. Płaski na całej swej szerokości i długości oraz poziomy kształt jego (rys. 1) ułatwia zatrzymywanie się na nim osadów. Pociąga to za sobą tworzenie się wypuklin, przegrzewanie i pękanie blach. Przy pochyleniu statku, a wraz z nim i kotła podczas panującego bocznego wiatru taki strop może być narażony na częściowe obnażenie z wody.

Z tych to powodów poziomy strop nie powinien być nadal stosowany w kotłach parostatkowych. Wszędzie jego miejsce powinien zająć strop dwuspadowy przy kątach nachylenia nie mniej 4^0 (rys. 23).



Rys. 22

Płaskie stropy komór głębokich z konieczności są wzmacniane belkami. Ułatwia to nietylko zatrzymywanie się na stropach osadów, lecz w znacznym stopniu utrudnia ich usuwanie stamtąd.

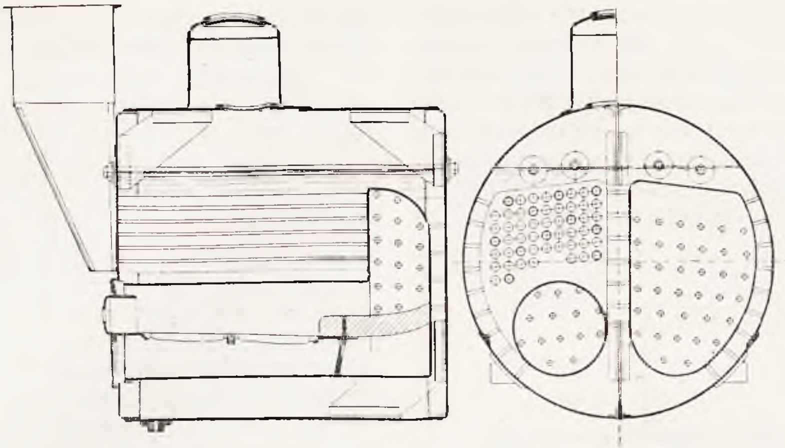


Rys. 23

Belkowanie przy komorach mniej głębokich staje się jednak zbyteczne, gdy stropowi nadamy kształt mniej lub więcej wypukły (rys. 19), lub kształt zbliżony w przekroju do belki zakotwionej na podporach, jak wskazuje rys. 20 i w ten sposób stworzymy możność łatwiejszego usuwania osadów.

Nie od rzeczy będzie tu wspomnieć o pewnym kotle, którego osobliwością jest komora z jej stropem (rys. 24).

Połączenie wszystkich ścian komory wykonano zapomocą spawania, jak również połączenie sitowej ściany z obydwoma płomienicami. Strop zbudowano z tej samej blachy, co tylna ściana komory. Blacha została za-



Rys. 24

gięta u góry tak, aby istotnie stanowiła prawdziwy strop niepotrzebujący żadnych dodatkowych wzmocnień belkami.

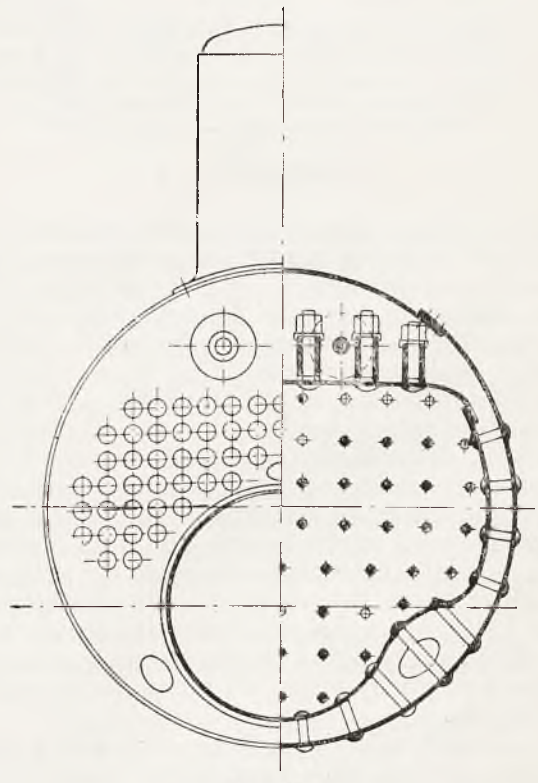
Kocioł ten o 2-ch płomienicach i 2-ch osobnych komorach, o powierzchni ogrzewalnej 70 m^2, zbudowany był w roku 1893-m na ciśnienie 7 *atn* przez fabrykę *K. Th. Möller. Brackwede w Westfalji.* Po 36-ciu latach swej pracy nie wykazał najmniejszych defektów w tych właśnie miejscach, które najbardziej ulegają uszkodzeniom.

Dowodzi to, że obawy przed spawaniem ścian komory są również nieuzasadnione — o ile, naturalnie, spawanie było wykonane należycie.

B) Boczne i tylne ściany komory ogniowej. Cała sieć gęsto rozsianych na płaskich ścianach komory zespórek (rys. 1) usztywniających jej ściany i podtrzymujących ją w nadanem wewnątrz kotła położeniu—stwarza sprzyjające warunki dla zbierania się osadów i bardzo duże trudności dla ich strącania. Dotyczy to szczególnie kotłów niedużych jednopłomienicowych. Zanim wzrok nasz padnie na prostopadłą ścianę komory—głowa już się opiera o tylną dennicę kotła i nie pozwala na dojrzenie czegoś pomiędzy temi dwoma ścianami. Strącanie więc osadów w tych okolicznościach sprowadza się do ruchów ręki z narzędziem „na chybił — trafił". To też biorąc pod uwagę utrudnioną pracę przy odkuwaniu osadów w tak ciasnych dla ruchów ręki warunkach, zwłaszcza, gdy korpus sprawującego tę czynność człowieka spoczywa na wystającem belkowaniu stropu i więziony jest przez podłużne ściągi obu dennic kotła — nie należy się dziwić, że niestrącona warstwa, często o dużej spoistości i w postaci całych gniazd zawieszonych między zespórkami — zalepia szczelnie przestrzeń pomiędzy sąsiedniemi ścianami i, naturalnie, powoduje powstawanie wybrzuszeń, przegrzewanie blach i pękanie ich.

Na udostępnienie więc możliwości czyszczenia wewnętrznych części kotła powinna być zwrócona należyta uwaga już przy jego projektowaniu.

Nie jest jednakże pożądanem stwarzanie w tym celu licznych otworów, gdyż narażają

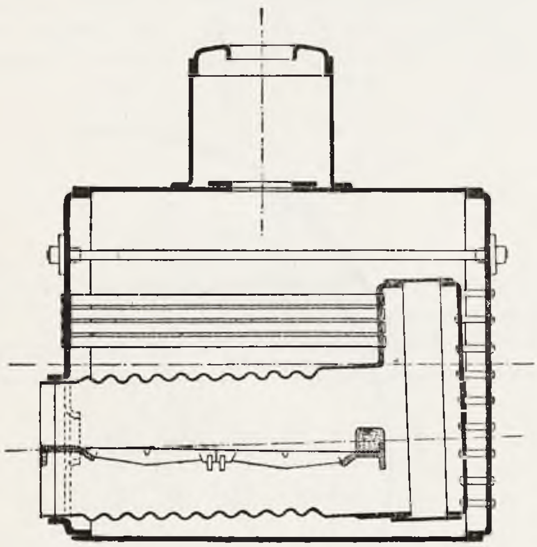


Rys. 25

one blachy na znaczne osłabienie. Nie zawsze wreszcie jest możność wycinania w blachach otworów, bowiem na przeszkodzie ku temu mogą stać różne przeszkody, jak naprzykład oparcia dla kotła i wału lub pompy od mimośrodu, powietrzne i zasilające.

Kontrolę wnętrza kotła i utrzymywanie go w stanie możliwie czystym, nie grożącym przynajmniej całości blach, można osiągnąć przez odpowiednio skonstruowany kształt samej komory.

Usuwanie osadów z bocznych ścian komory ogniowej, zwłaszcza ich dolnych części, zazwyczaj jest możliwe dopiero po wybiciu płomieniówek. Taki środek, kosztowny sam przez się, sprowadza jeszcze kosztowniejsze przestoje parostatku i naraża wreszcie na całość mostki pomiędzy sąsiedniemi otworami dla płomieniówek w ścianach sitowych. Drogę do wyjścia z tego kłopotliwego położenia znalazła jedna ze znanych zagranicznych firm, projektując komory z wygiętemi ku jej wnętrzu bocznemi ścianami i przewidując otwory wyczystkowe w tylnej dennicy kotła naprzeciwko tych wygięć (rys. 25).



Rys. 26

Poprzednio już była mowa o tem, że stawianie tylnej ściany komory w pionowej pozycji, równolegle do tylnej dennicy kotła, i w zbyt małej od tej ostatniej odległości, utrudnia kontrolę wnętrza i odkuwanie osadów. Do tego trzeba jeszcze dodać, że z pionowej powierzchni ściany narzędzie do strącania osadów łatwo się ześlizguje. Dla zabezpieczenia kotła od grożących mu z tej strony uszkodzeń należy tylną ścianę komory stawiać z pewnem pochyleniem od pionu ku przodowi. (Rys. 26).

Odchylenie tej ściany w kotłach mających powierzchnię ogrzewalną około 30 m², powino być takie, żeby odległość górnej krawędzi tej ściany od tylnej dennicy kotła wynosiła conajmniej 150 *mm*, co równa się mniej więcej odległości (w rzucie) od czubka głowy do źrenicy oka.

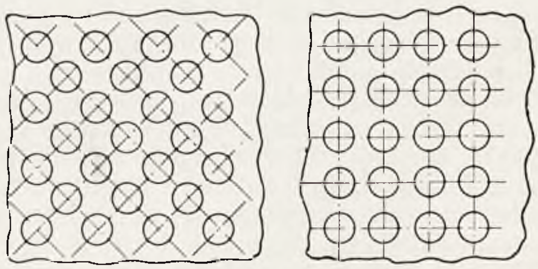
IV. Rozstawienie płomieniówek.

Jedną z przyczyn często powtarzających się przestojów statków parowych jest przeciekanie płomieniówek. Przeciekają one nietylko wskutek raptownych zmian temperatury, lecz i nagromadzonego, a niestrąconego osadu, zalegającego w wąskich przestrzeniach, dzielących płomieniówki.

Znane są dwa rodzaje rozstawienia płomieniówek: trójkątne (Rys. 27) i kwadratowe (Rys. 28).

Koniecznym warunkiem stosowawia pierwszego z nich jest zachowanie dostatecznej odległości między płomieniówkami, żeby między rzędami ich zapewnić względnie swobodny ruch dla ręki i narzędzia do strącania osadów. Nie jest przeto ten rodzaj, że tak powiem, ekonomiczny, gdyż prowadzi do zmniejszenia powierzchni ogrzewalnej kotła. Stłoczenie zaś płomieniówek nietylko utrudnia wydostawanie tworzącej się nad płomienicą i dolnemi płomieniówkami pary, lecz nie daje także możności usuwania z nich osadów, które je całkowicie nieraz obrastają, i płomieniówki wyglądają wówczas jak „wmurowane". Prowadzi to, naturalnie, do przegrzewania płomieniówek i przeciekania ich oraz do tworzenia się wypuklin na płomienicy i dennicach sitowych, nie mówiąc już o tem, że spala się przytem nadmierna ilość opału. Pomimo ujemnych skutków, jakie sprowadza trójkątne rozstawienie płomieniówek przy jednoczesnem ich stłoczeniu — wytwórnie kotłowe stosują go dość często nawet w obecnych czasach. Korzyści jednakże, wypływające z powiększenia w ten sposób powierzchni ogrzewalnej kotła, zupełnie są niweczone przez ujemne skutki spowodowane uszkodzeniami. Trójkątne zatem rozstawienie płomieniówek powinno być zaniechane zupełnie!

Swobodniejszą drogę do strącania osadów w kierunku pionowym i poziomym otwiera tylko kwadratowe rozstawienie płomieniówek. Uważam za konieczne w tem miejscu



Rys. 27 i 28

zwrócić uwagę na jeden drobny szczegół, mający mimo to poważne znaczenie. Nad płomienicą pomiędzy płomieniówkami powinna być pozostawiona pewna wolna przestrzeń wyraźnie dzieląca lewą połowę płomieniówek od prawej. (Rys. 23). Jeżeli ten warunek nie będzie wykonany, to i kwadratowe rozstawienie nie odniesie pożądanego skutku, bo nie będziemy mieli dostępu do międzypłomieniówkowych przestrzeni poziomych. Rozmieszczając zaś płomieniówki w sposób powyższy, ułatwiamy sobie strącanie z nich

osadów w obydwóch kierunkach i stwarzamy prócz tego możliwość usuwania osadów z płomienicy, przynajmniej z jej górnej części, najsilniej właśnie nagrzewanej, bez czego nietylko jest ona narażona na wypukliny, lecz i ściany sitowe, jak to wskazuje nam rysunek 15, a co nierzadko kończy się nadpękaniem blachy! Poza tem ta wolna przestrzeń ułatwia wydostawanie się pary z nad płomienicy i dolnych rzędów płomieniówek.

Dla małych kotłów, poniżej nawet 30 m^2 powierz. ogrzewalnej, rozstęp pomiędzy lewą i prawą połową płomieniówek powinnien wynosić conajmniej 100 *mm*, bo tego wymaga ruch ręki i narzędzia.

W końcu należy jeszcze zwrócić uwagę, żeby otwory w tylnej ścianie sitowej, wiercone dla górnego rzędu płomieniówek, nie znajdowały się zbyt blisko od krawędzi tej ściany. Siły bowiem przenoszone przez belki stropowe na krawędzie ścian są tak wielkie, że przy głębszych komorach nieraz powodują spłaszczanie tych otworów i sprowadzają przez to nieszczelność płomieniówek.

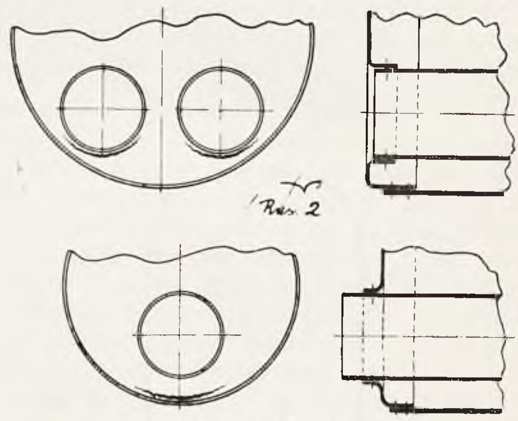
V. Połączenie przedniej dennicy kotła z płomienicą i płaszczem.

Połączenie to odbywa się w sposób dwojaki: 1) albo zapomocą kołnierza dennicy wygiętego do wnętrza kotła, (rys. 29), albo 2) zapomocą kołnierza dennicy wywiniętego nazewnątrz (rys. 30).

Ze względu na to, że dla każdego kotła zachodzi konieczna potrzeba zachowania pewnej określonej powierzchni rusztów, pierwszy sposób jest używany przy kotłach dwu i wielopłomienicowych; drugi zaś przy kotłach jednopłomienicowych.

Zupełnie niezależnie od pierwszego lub drugiego rodzaju połączenia, a naskutek różnicy temperatur w blachach kotła w górnej i dolnej jego części zjawiają się w pewnych jego miejscach odkształcenia. Rozgrzana płomienica wydłuża się i wypycha nazewnątrz przednią dennicę, przyczem górna jej część, mniej jest narażona na wyginanie, niż dolna, ponieważ cała górna część kotła podlega daleko wyższej temperaturze i większemu wydłużaniu, niż dolna Odkształceniom więc ulega zwykle spód kotła, a praktyka wskazuje, że w kotłach dwupłomienicowych odkształcenia te w postaci wyżarć i naderwań, które z czasem przechodzą blachę nawylot, tworzą się zawsze na wyobleniach kołnierzy przedniej dennicy, łączących je z płomienicami w ich dolnym półobwodzie (rys. 29). Natomiast w kotłach jednopłomienicowych naderwania pojawiają się tylko na wyobleniu dennicy przy połączeniu jej z płaszczem na spodzie (Rys. 30). Im mniejsze są promienie wyobleń, tem łatwiej zjawiają się tego rodzaju uszkodzenia. Przy promieniach większych zamiast naderwań tworzy się w tych samych miejscach pas wyżarć.

Jakkolwiek istniejące u nas przepisy dla kotłów parowych nie zawierają żadnych obo-



Rys. 29 i 30

wiązujących norm dla promieni wyobleń ścian płaskich, zakotwionych, to jednak z uznaniem należałoby powitać stosowanie w tym wypadku przez wytwórnie kotłowe promieni dla wyobleń w każdym razie nie mniejszych niż 60 *mm*.

VI. Kołpak parowy.

Nie wszystkie kotły parostatkowe zbudowane są z parowemi kołpakami.

Mniejsze, o powierzchni ogrzewalnej do 60 m^2 włącznie, są w kołpaki zaopatrzone, natomiast większe bardzo często ich nie posiadają. Niektóre wytwórnie bowiem wychodzą z tego założenia, że przestrzeń parowa w kotłach większych jest zupełnie wystarczająca, zatem kołpak jest rzeczą zbyteczną.

Nie mam bynajmniej powodu do sporu o wystarczalności samej przestrzeni parowej. Nie sposób natomiast zgodzić się z zapatrywaniem, że wobec tego niepotrzebny jest kołpak.

Trzeba sobie uprzytomnić, że kotły statkowe pracują w innych zgoła warunkach, niż kotły lądowe.

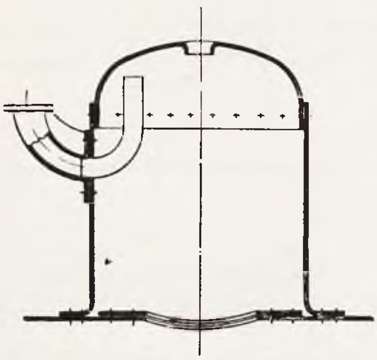
Ustawione na statku, poruszają się razem z nim. Statek bardzo często i to z dużą siłą uderza podczas przystawania o boki kryp, brzegi rzeki, i nieraz najeżdza z rozpędem na mielizny.

W tych okolicznościach, specjalnych dla kotłów statkowych, zawarta w nim woda, raptownie porywana siłą inercji, uderza w blachy kotła, odbija się od nich nie jeden raz i rozpryskuje przytem na wszystkie strony.

Takie gwałtowne wstrząsy doprowadzają do tego, że wzburzona woda, wynosi w górę osiadły w kotle namuł i razem z nim przedostaje się do otworu połączonego z przewodem parowym, a stąd do maszyny, gdzie powoduje zdzieranie suwaka i cylindra, a stać

się może nawet powodem rozbicia pokryw w cylindrze.

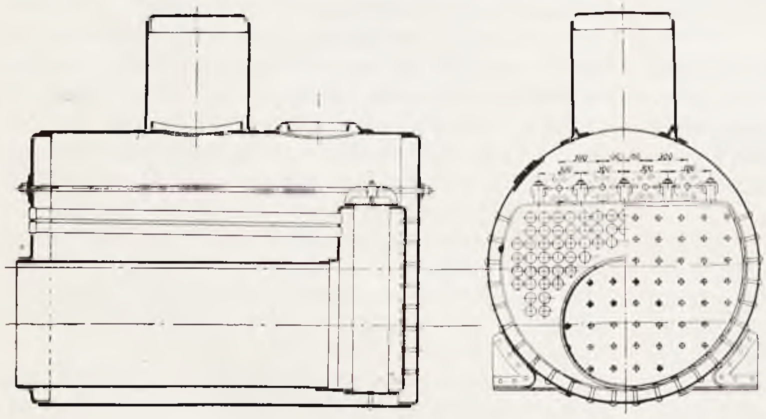
Podczas dokonywanych rewizyj niejednokrotnie miewałem dowody, że nawet w kotłach zaopatrzonych w parowe kołpaki, na spodzie tych ostatnich gromadziła się warstwa piasku i namułu dochodząca do 60 *mm* grubości, a w otworach dla przewodu parowego warstwa przeszło 20 *mm* gruba!



Rys. 31

Nie potrzebuję dodawać w jakim opłakanym stanie muszą się znaleźć przy tym stanie rzeczy odpowiednie części maszyn!

Te jaskrawe, oparte na faktach przykłady najwymowniej świadczą o potrzebie budowania wszystkich kotłów statkowych z kołpakami. Ponieważ jednak nawet przy istnieniu kołpaków przedostaje się w jego otwory dla przewodów parowych piasek — uważam za wskazane zaopatrywanie kołpaków w króciec, którego jeden koniec byłby wpuszczony w otwór dla przewodu parowego, drugi zaś koniec skierowany pod denko i możliwie wyżej (rys. 31).



Rys. 32

Kotły mniejsze, dla których potrzeby kołpaków wytwórnie kotłowe nigdy nie kwestjonowały, mają przeważnie otwory na właz nie w denku kołpaka, lecz w płaszczu kotła (rys. 32).

Tą więc drogą dorosły człowiek jest zmuszony przedostawać się do wnętrza kotła w celu zbadania go. Nie zawsze jednak ta droga prowadzi do celu. Na przeszkodzie bowiem częstokroć stoją podłużne ściągi i płomieniówki. Kontrola zatem tak ważnej części kotła, jaką jest kołpak, nie może być dokonana. Zdarzają się więc wypadki, że z tego powodu kocioł jest narażony na duże niebezpieczeństwo. Dwa fakty z lat ubiegłych, które tu przytoczę, najlepiej zilustrują całą grozę mogących nastąpić katastrof. W roku 1928 przypadała rewizja wewnętrzna kotła na jednym z parostatków. Ponieważ do jego wnętrza przez właz w płaszczu przedostać się było niesposób, więc w myśl obowiązujących przepisów rewizja wewnętrzna była uzupełniona próbą wodną z wynikiem pomyślnym, na zasadzie czego kocioł dopuszczono do dalszej pracy. Wkrótce potem, bo po zaledwie trzymiesięcznej pracy obsługa zauważyła parowanie denka kołpaka na zewnętrznej stronie jego wyoblenia. Po odnitowaniu i zbadaniu denka okazało się w nim naderwanie niemał na całym obwodzie! (rys. 33). Drugi podobny wypadek (rys. 34) zdarzył się w roku 1932.

Żeby kontrola wnętrza kołpaka stała się możliwą i łatwą — konieczny jest w środku jego denka otwór (rys. 31), przez który rewident, posiłkując się lusterkiem i świecą, miałby możność sprawdzić stan jego.

Wymiary takich otworów dla denek o małej średnicy nie powinny być mniejsze, niż 80 × 120 *mm*, a większe dla denek większych.

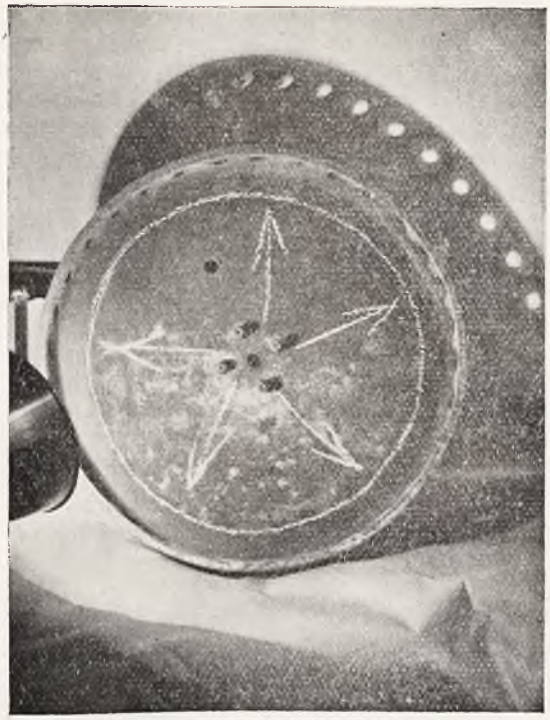
W kotłach o powierzchni ogrzewalnej ponad 50 m^2, które budowane są przeważnie z kołpakami, otwór włazowy jest zwykle wykonywany w denku kołpaka, a drugi otwór pod tym ostatnim w płaszczu kotła (rys. 26).

Właz w denku kołpaka, oczywiście, w zupełności zapewnia kontrolę wnętrza samego kołpaka, lecz nie zawsze zapewnia możność kontroli wnętrza kotła dla tej przyczyny, że wymiary kołpaka są tak małe, iż przedostawanie się przez niego do wnętrza kotła jest bardzo utrudnione, czasami bywa nawet niemożliwe, gdyż na przeszkodzie temu stoją inne części kotła, ale o tem będzie mowa poniżej.

Zważywszy powyższe, dojdziemy do przekonania, że wysokość kołpaka i jego średnica powinny być takiej wielkości, żeby w jego wnętrzu mógł się pomieścić zgięty tułów dorosłego człowieka, któryby kolanami swemi opierał się o krawędź otworu w płaszczu kotła. Wysokość więc kołpaka musi być conajmniej 900 *mm*, a jego średnica 700 *mm*.

Nasze przepisy kotłowe nie określają wielkości promieni wyobleń dla kołnierzy kołpaków kotła pozwalając przeto na stosowanie choćby najmniejszych.

Że promienie 25 *mm*, często napotykane,

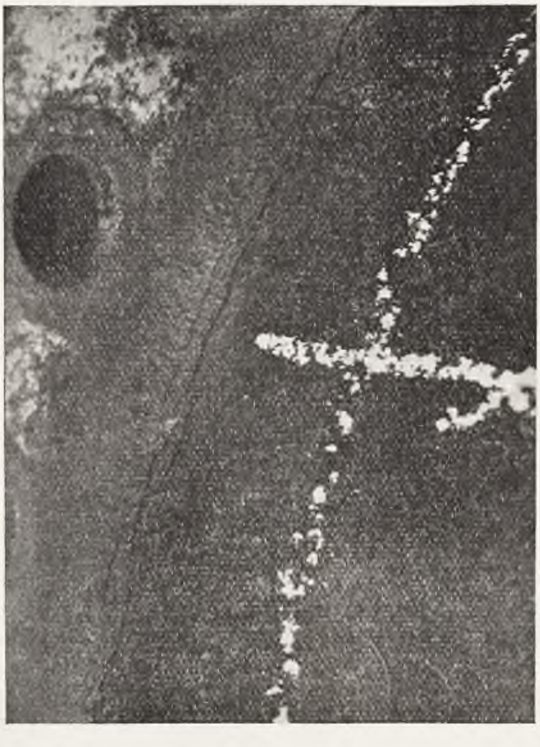


Rys. 33

nie są wystarczające dla tych miejsc kołnierza, które leżą w płaszczyźnie podłużnej osi kotła i mogą się stać powodem grożącego mu niebezpieczeństwa, świadczyć może fakt następujący.

W roku 1927 dokonano wewnętrznej rewizji jednego z kotłów statkowych, która nie wykazała w nim żadnych widocznych uszkodzeń.

Podczas próby tego kotła, dokonanej

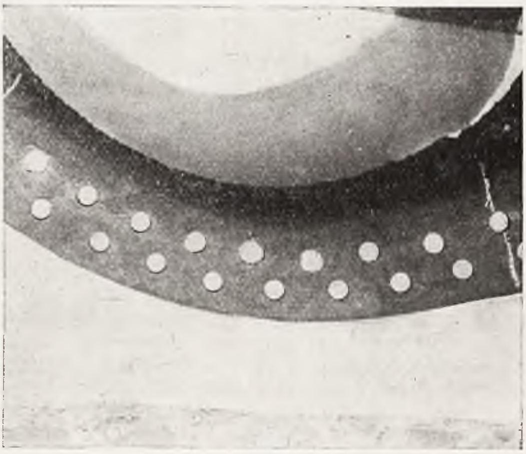


Rys. 34

we dwa dni po jego rewizji, zauważono, że w pewnem miejscu na kołnierzu kołpaka i płaszczu kotła zjawił się jakby jakiś cień, który przesuwał się raz prędzej, drugi raz wolniej, to w jedną, to w drugą stroną, nie oddalając się jednak zbyt daleko od miejsca, gdzie był pierwotnie dostrzeżony.

Przypatrując się temu niezwykłemu, jak mi się wydało, zjawisku, dopiero po dłuższej obserwacji, zachodząc z różnych stron, dostrzegłem cienkie strumienie wody wytryskującej z kołnierza pomiędzy dwoma nitami wewnętrznego szeregu nitów. Nie grubsze u swej podstawy od ostrza igły, a wskutek tego prawie że niedostrzegalne, biły one na wysokość około 300 *mm* na podobieństwo wodotrysku i opadały w postaci najdrobniejszego pyłku, który lekki wiaterek unosił to w jedną, to w drugą stronę.

Ten to opadający na blachę pyłek stwarzał na niej ciemniejsza i ruchomą plamę



Rys. 35

prawie zawsze jednakowo wielką, gdyż słońce momentalnie suszyło blachę po odchyleniu się strumieni.

Zarządzone usunięcie nita i zbadanie otworu jego, w którym stwierdzono rysy od pęknięć blachy spowodowało w następstwie zarządzenie odnitowania całego kołpaka, a przy oględzinach jego kołnierza stwierdzono, że na wewnętrznym rzędzie nitów blacha była naderwana na długości 22 nitów (rys. 35)!

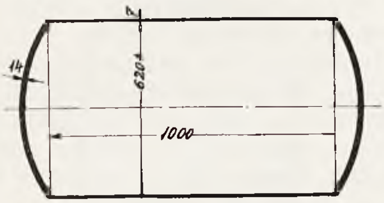
Naderwanie, oczywiście, pozostało niewidoczne podczas rewizji kotła dlatego, że powstało na dolnej stronie kołnierza, przylegającej do płaszcza i gdyby nie zmienne położenie plamy podczas dokonywanej próby, to otwarcie przyznaję, że na jej obecność, w tych tak zwykłych przy próbach wodnych okolicznościach — napewno nie zwróciłbym należytej uwagi.

Powyższy przykład, który prawdopodobnie nie jest odosobniony, przemawia za tem, że dla wyobleń kołnierza kołpaka musi być również ustalony najmniejszy promień, a za taki proponowałbym 60-cio *mm*. *d. c. n.*

Inż. R. MADEJ i Inż. Z. KLĘBOWSKI.

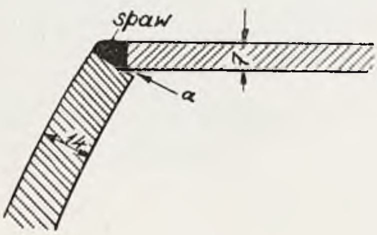
WYPADEK ZE ZBIORNIKIEM POWIETRZNYM.

Mowa tu o małym zbiorniku na sprężone powietrze, którego wymiary podane są na rys. 1. W zbiorniku tym, pracującym na ciśnienie 6 *atn*, oderwało się dno przypawane acetylenem do części cylindrycznej. Dno — według informacji — odleciało na odległość



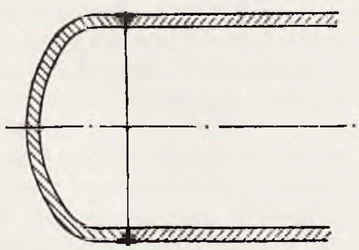
Rys. 1

kilkudziesięciu metrów. Wydarzyło się to w o tyle szczęśliwych okolicznościach, że wypadku z ludźmi nie było. Dzięki temu, że wypadek zaszedł na otwartem powietrzu, nie było większych strat materjalnych; jedynie w najbliższem otoczeniu powylatywały szyby.



Rys. 2

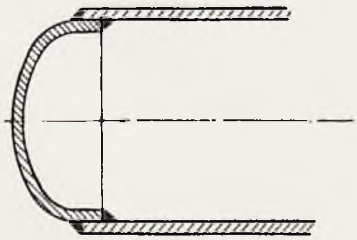
Szew podłużny cylindrycznej części zbiornika był wykonany zapomocą spawania acetylenowego; również w ten sam sposób dokonano połączenia den z częścią cylindryczną — w styk, na miejscu gdzie normalnie bywa wyoblenie. Szczegół ten podaje rys. 2.



Rys. 3

Oględziny zbiornika po wypadku wykazały, że blachy jego były w dobrym stanie. Dno oderwało się w miejscu spawanem. Pozostała część zbiornika nie uległa poważniejszym zmianom. Okazało się, że samo przypawanie oderwanego dna było na znacznej części obwodu powierzchowne, a tylko na pewnych odcinkach sięgało głębiej. Było to zatem połączenie pod względem dobroci wykonania spawania—niezadawalniające, zresztą trudne do sprawdzenia przed wypadkiem.

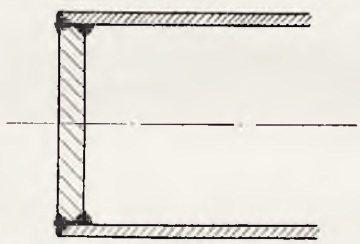
Bezpośrednią więc przyczyną wypadku było złe wykonanie połączenia dna z częścią cylindryczną zbiornika. Dobre wykonanie mo-



Rys. 4

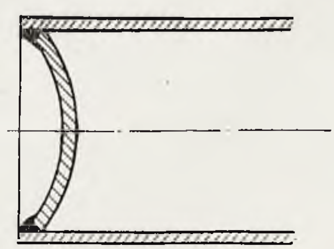
głoby jednak tylko odwlec wypadek, gdyż niezależnie od wykonania, sama konstrukcja połączenia den z częścią cylindryczną była wadliwa.

Przy takiej konstrukcji (rys. 2), wskutek braku ciągłości w materjale i raptownej zmia-



Rys. 5

nie w promieniach krzywizny [1]), praca odkształcenia połączenia dna z cylindrem koncentruje się przeważnie w materjale spawu— w miejscu *a* (rys. 2) — na obwodzie o małym wymiarze szerokości. Zjawisko tu zachodzą-



Rys 6

ce — pokrewne jest z „działaniem karbu". Sytuację pogarsza jeszcze ta okoliczność, że zbiornik pracował przy zmiennem ciśnieniu,

[1]) Odnośnie do wyobleń den i ich promieni — to znaczenie tej sprawy i obecne wymagania są znane, gdyż znalazły one odpowiednie uwzględnienie w przepisach o budowie kotłów.

wywołującem zmienne naprężenia. O ile górna granica takich naprężeń przekracza pewne maksimum — występuje zjawisko zmęczenia materjału.

Najsłabszą stroną w omawianym zbiorniku było wspomniane połączenie den z częścią cylindryczną tak w swem założeniu (konstrukcji), jak i wykonaniu, co doprowadziło do wypadku. Jest to przestroga na przyszłość dotycząca sposobu wykonywania zbiorników pracujacych pod ciśnieniem, a w szczególności — przypawania den.

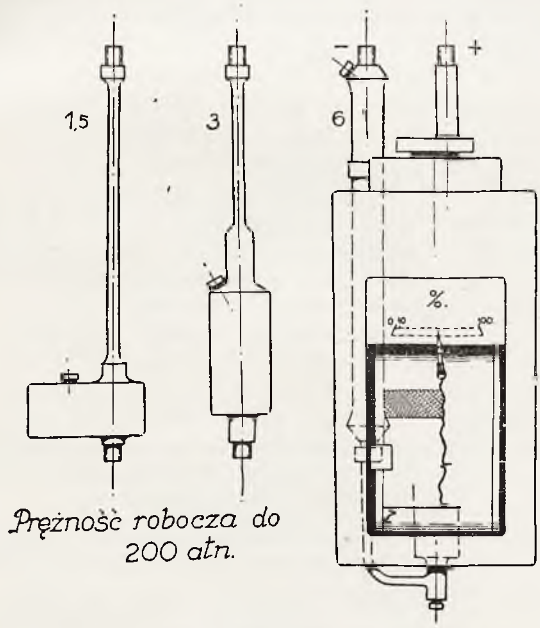
Przy tej okazji nasuwają się uwagi co do właściwych rozwiązań połączenia dna przy pomocy spawania z płaszczem zbiornika. Jedną z takich konstrukcyj podaje rys. 3. Zastosowanie konstrukcji według rys. 4 dotyczyć może — w danym przypadku — połączenia tylko jednego denka w tym samym zbiorniku. W przypadku połączenia dna płaskiego z cylindrem można użyć konstrukcji podanej na rys. 5, nadając denku odpowiednią grubość, aby możliwie zmniejszyć odkształcenie dna pod działaniem ciśnienia, zmniejszając tym samym skrajne naprężenia materjału spawu, całokształt bowiem naprężeń w spawie sprowadza się przeważnie do momentu utwierdzenia denka na obrzeżu.

Naogół tanią i dobrą konstrukcję, dającą się zastosować do denek na obydwóch końcach cylindra, przedstawia rys. 6. Przewiduje ona użycie denek w kształcie czaszy kulistej.

KRONIKA TECHNICZNA.

Zapisujący paromierz Siemens & Halske z procentową podziałką.

W kontroli pracy kotłów parowych ważne zadania spełniają piszące paromierze, gdyż umożliwiają orjentację o każdorazowem obciążeniu powierzchni ogrzewalnej. Praktyka wymaga od takich paromierzy prostej budowy i łatwej obsługi; muszą one też dawać dokładne wskazania nawet po długich okresach pracy.



Rys 1

Z różnych systemów paromierzy najlepszemi w ruchu okazały się pływakowe, oparte na zasadach manometrów różnicowych i przenoszące ruchy pływaka na przyrząd piszący w sposób mechaniczny.

Jak wiadomo, ilość przepływająca przez zwężkę jest proporcjonalna do pierwiastków spiętrzeń wywołanych zwężką. Otóż dla zamiany tych spiętrzeń, mierzonych wysokościami położenia pływaka, na podziałkę odpowiadającą pierwiastkom tych wysokości, stosowane są dwa sposoby; — obydwa odnoszą się oczywiście do prostych naczyń plusowych. Pierwszy — Sauera polega na wychylaniu przegubu dwu równoramiennych dźwigni, drugi — Zelenki i Böhma, — na przesuwaniu punktu styczności dźwigni przyrządu piszącego po odpowiednio ukształtowanej krzywce.

Do najwięcej znanych paromierzy pływakowych należą aparaty Siemensa & Halskego (rys. 1), które pracują sposobem Zelenki i Böhma, a do sprzęgania mechanizmu wewnętrzego naczynia plusowego z mechanizmem wskazującym posiadają silne sprzęgła magnetyczne.

Nie będę szczegółowo opisywać budowy aparatu, gdyż ta jest ogólnie znana choćby z licznych opisów jakie podawano w czasopismach technicznych. Zwrócę jedynie uwagę na niektóre ulepszenia jakie ostatnio firma S. & H. poczyniła, oraz przytoczę sposób obliczania wyników wykresów nowego paromierza.

Ulepszenia ostatnich paromierzy S. & H. umożliwiają użycie aparatu dla różnych zwężek i różnych wysokości spiętrzeń i polegają na wymienialności naczyń minusowych oraz zastosowaniu procentowej podziałki wskazań. Naczynia minusowe przystosowane są dla różnych spiętrzeń, a mianowicie dla 1,5—3—6 i 12 *m* słupa wody, przyczem podziałka 100% skali odpowiada największym ilościom przepływu, które są możliwe dla danych naczyń minusowych. Paromierze mają duży zakres proporcjonalności wskazań, bo od 10—100%, co jest ważnem dla planimetrowania wykresów kreślonych w czasie. Taśmę papierową o zmiennym przesuwie uruchamia przyrząd zegarowy lub też synchroniczny motorek elektryczny.

Wymiana naczyń minusowych pozwala zgóry określić dla każdej zwężki, w jakim zakresie podziałki będą odbywały się wskazania i stosownie do tego zakresu obliczyć spółczynnik ekspansji, który zmienia się proporcjonalnie do różnicy ciśnień wywołanych przez zwężkę. Zaznaczę jeszcze, iż każdemu naczyniu minusowemu odpowiada ściśle odważona ilość rtęci, która wypełnia wnętrze paromierza.

Sposób obliczania ilości przepływającej pary z wykresów takiego paromierza jest następujący.

Z wzoru zasadniczego dla ilości przepływu:

$$G = 0{,}01252 \,.\, \alpha \,.\, \varepsilon \,.\, d^2 \,.\, \sqrt{(P_1 - P_2) \,.\, \gamma} \;\; kg/godz.$$

po przekształceniu otrzymujemy:

$$G = 0{,}396 \,.\, \alpha \,.\, \varepsilon \,.\, d^2 \,.\, \sqrt{H} \,.\, \sqrt{\gamma} \;\; kg/godz.$$

Poszczególne wyrazy oznaczają:

α . . . . spółczynnik przepływu
ε . . . . spółczynnik ekspansji
d . . . . średnicę zwężki w *mm*
H . . . . wysok. spiętrzenia w *m* słupa wody
γ . . . . ciężar właściwy pary w kg/m^3

Wzór ten możemy jeszcze inaczej napisać, a mianowicie.

$$G = \varepsilon \cdot k \cdot \sqrt{H} \cdot \sqrt{\gamma} \cong C \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{H} \ kg/godz.$$

Stała C obejmuje czynniki, które zależą od warunków jakie stwarza założona zwężka oraz od ciężaru właściwego mierzonej pary. Z ostatniego wzoru widzimy, iż ilość przepływu pozostaje w prostym stosunku do spółczynnika ekspansji i pierwiastka wysokości spiętrzenia.

Przykład:

Dla pomiaru pary paromierzem piszącym S. & H. zastosowano normalną zwężkę—dyszę *IG-DIN* 75/150 *mm* średnicy, wykonaną z bronzu.

Para przegrzana do 340°C, o prężności 14 *atn.*

Spółczynnik zwężki $m = 0{,}25$.

$d^2 = 5626\ mm^2$, a po uwzględnieniu rozszerzenia dyszy wskutek ciepła $d^2 = 5693\ mm^2$.

Spółczynnik przepływu dla dyszy o $m = 0{,}25$, według tabel $\alpha = 1{,}006$.

Spółczynnik ekspansji, dla spiętrzeń w zakresie wskazań przyjętych naczyniem minusowem o 6 *m* sł. wody t. j. 50%, $\zeta = \frac{3000}{150.000} = 0{,}02$, według tabel wynosi $\varepsilon = 0{,}989$

Z wyżej zaznaczonych danych obliczamy największą możliwą ilość przepływu, przy spółczynniku ekspansyj odpowiadającym 50% wysokości spiętrzenia:

$$G = 0{,}396 \cdot 1{,}006 \cdot 0{,}989 \cdot 5693 \cdot \sqrt{6} \cdot \sqrt{5{,}4} = 12765\ kg/godz.$$

Z wykresu na taśmie papierowej o szerokości 120 *mm* i przesuwie 20 *mm* na godzinę, po splanimetrowaniu uzyskano powierzchnię 13,1 cm^2 na godzinę. Ponieważ podziałka wskazań jest do 10% nieproporcjonalna, dla planimetrowania zrobiono poprawkę przez przyjęcie rozszerzenia taśmy papierowej o 8 *mm*. Musimy więc mieć na uwadze, iż przez tą poprawkę, 100% podziałki odpowiada 128 *mm* szerokości taśmy.

Równowartość 1 cm^2 powierzchni wykresu, wyrażona w procentach podziałki, dla danego przesuwu 20 *mm* na godzinę wyniesie:

$$x = \frac{100}{2 \cdot 12{,}8} = 3{,}90625\,\%$$

a stąd wyrażona w procentach powierzchnia

$$13{,}1 \cdot 3{,}90625 \cong 51{,}2\,\%.$$

Ilość pary, która przepłynęła w godzinie przez dyszę, wyliczamy ostatecznie:

$$G = 12765 \cdot 0{,}512 \cong 6536\ kg/godz.$$

Paromierze S & H. mogą równie dobrze służyć dla pomiaru ilości wody, względnie powietrza i gazów. Dla odczytywania ilości przepływu powietrza i gazu na paromierzu przeznaczonym dla pomiaru pary i wody, trzeba uwzględnić poprawkę, która wynika z ciężaru właściwego rtęci wypełniającej aparat. Trzeba bowiem pamiętać, iż cechowanie podziałki dla pomiaru pary i wody odnosi się do rtęci pod wodą — a więc dla ciężaru właściwego 13,6 — 1 = 12,6. Dla powietrza i gazu musimy przyjąć całkowity ciężar właściwy rtęci t. j. 13,6. Wobec powyższego należy na takim paromierzu odczytane ilości przepływu powietrza wzgl. gazu zwiększyć mnożąc przez spółczynnik:

$$\sqrt{\frac{13{,}6}{12{,}6}} = \sqrt{1{,}08} = 1{,}039.$$

Oczywiście, przy wliczaniu ilości przepływu wody odpada spółczynnik ekspansji, obliczając zaś ilości powietrza względnie gazów trzeba uwzględnić wilgotność i wskutek niej zmianę ciężaru właściwego.

Wzór ogólny dla pomiaru wody jest następujący:

$$G = 12{,}52 \cdot \alpha \cdot d^2 \cdot \sqrt{H} \cdot \sqrt{\gamma}\ kg/godz.$$

Ciężar właściwy zimnej wody 1; — wody zagrzanej należy przyjmować według tabel. Spółczynnik przepływu α zależy od rodzaju i wymiarów zwężki. Na podstawie wzoru obliczona ilość przepływu jest największą, odpowiadającą 100% dla danego naczynia minusowego.

Wzór ogólny dla pomiaru ilości powietrza wzgl gazu:

$$G = 0{,}01252 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{h}\ \frac{1}{\sqrt{\gamma_1}}\ m^3/godz.$$

G oznacza ilość suchego albo wilgotnego gazu wzgl. powietrza w $m^3/godz$, przyczem h jest największą wysokością spiętrzenia wyrażoną w *mm* słupa wody. Ciężar właściwy $\gamma_1\ kg/m^3$, odnosi się do warunków atmosferycznych w miejscu pomiaru i oblicza się zazwyczaj ze składu chemicznego powietrza wzgl. gazu, w prostym stosunku do absolutnego ciśnienia a odwrotnym do absolutnej temperatury. Spółczynnik ekspansji ε z odpowiednich tabel; np. dla powietrza — jak dla gazów dwuatomowych.

Ilość przepływu suchego gazu dla normalnych warunków atmosferycznych (0°C, 760 *mm Hg.*) obliczymy według wzoru:

$$G = 0{,}01252 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{h} \cdot \frac{\sqrt{\gamma_1}}{\gamma_2}\ m_3/godz$$

przyczem γ_2 oznacza ciężar właściwy w kg/m^3, suchego gazu dla (0°C, 760 *mm Hg.*).

Jeżeli chcemy oznaczyć ilość przepływu gazu suchego, która w warunkach (0°C, 760 *mm Hg*) zawarta jest w wilgotnym gazie, to musimy przeliczyć odpowiednie ciężary właściwe.

$$G = 0{,}01252 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{h} \cdot \frac{\gamma\ \text{such.}}{\sqrt{\gamma\ \text{wilg.} \cdot \gamma_2}}\ m^3/godz$$

We wzorze oznaczają:

γ wilg. . . . ciężar właść. wilgotnego gazu w warunkach pomiarowych.

γ such. . . . ciężar właść. suchego gazu zależny od ciśnienia cząsteczkowego, jakie istnieje w warunkach pomiarowych.

$$\gamma\ \text{such.} = \gamma_2 \cdot \frac{T_2\,(P_1 - \varphi P_D)}{T_1 \cdot P_2}\ kg/m^3$$

$$\gamma\ \text{wilg.} = \gamma\ \text{such} + \varphi \cdot \gamma_D$$

T_2 . . jest abs. temperaturą gazu w stanie normalnym.
T_1 . . abs. temperaturą gazu w stanie pomiarowym.
P_2 . . ciśnienie gazu w stanie normalnym.
P_1 . . ciśnienie gazu w stanie pomiarowym.
P_D . . ciśnienie pary wodnej w temperaturze T_1.
γ_D . . ciężarem właściwym pary wodnej dla ciśnienia P_D.
φ . . wilgotnością względną, którą jak wiadomo, określa się stosunkiem rzeczywistego ciężaru pary wodnej na jednostkę objętości, — do ciężaru pary wodnej w stanie nasycenia, dla ciśnienia i temperatury w warunkach pomiarowych.

Wszystkie przeliczenia odnoszą się do różnych zwężek i różnych naczyń minusowych. Planimetrowanie wykresów i wyliczanie z nich procentów odbywa się analogicznie, jak w przytoczonym przykładzie. Do planimetrowania wykresów f-ma S. & H. dostarcza specjalne planimetry o ruchomym stole, które pozwalają w wygodny sposób, z długich taśm papierowych, obliczać powierzchnie. Jeżeli planimetruje się przy zastosowaniu stałego stołu, to trzeba wprowadzić godzinową stałą, która w poprzednio podanych warunkach wymiarowych taśmy wynosi 6,25%.

Inż. Kazimierz Szawłowski, Poznań.